

УДК 697.9

А.Ф.СТРОЙ, д-р техн. наук, Б.М.ФЕДЯЙ

Полтавський національний технічний університет ім. Юрія Кондратюка

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ НЕСТАЦІОНАРНОГО ТЕПЛООБМІНУ В ТОПЦІ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА

Розроблено математичну модель процесу нестационарного теплообміну в топці печі, сушарки або теплогенератора малої потужності, яка дозволяє визначити зміну в часі коефіцієнта корисної дії, а також температуру димових газів, зовнішньої та внутрішньої поверхні печі та розподілення теплових потоків.

При вирішенні питань енергозбереження досить важливими є нестационарні процеси теплообміну, які відбуваються в промислових печах, сушарках різного типу, а також в теплогенераторах. Ці процеси значно складніші ніж стационарні, в той же час вони менш вивчені. Результати досліджень цих процесів досить актуальні при вирішенні питань регулювання і подачі теплоти, яка виробляється в теплогенераторах, а також при розробці інженерних рекомендацій з метою зменшення кількості палива, що споживається в промислових печах і сушарках.

Спроба [1] запропонувати математичну модель, яка описує нестационарний теплообмін у котельному агрегаті, не дала бажаного результату. Деякий аналіз нестационарних процесів у котельних агрегатах, промислових і побутових печах, а також рекомендації щодо їх розрахунку наведені в роботах [2-4]. Але ці рекомендації не дають можливості в цілому розрахувати нестационарний процес, зокрема перш за все в топці печі, сушарки чи теплогенератора. Тобто вони не дають можливості визначити температуру димових газів, температуру на внутрішній і зовнішній поверхні печі при її розігріванні чи охолодженні, а також інші параметри.

Виходячи з наведеного вище можна зробити висновок про те, що необхідно розробити математичну модель процесів нестационарного теплообміну, яка б дала можливість:

- визначити залежно від часу температуру димових газів на виході з топки теплогенератора;
- розрахувати температуру на внутрішній і зовнішній поверхні топки теплогенератора в заданий момент часу;
- визначити зміну в часі коефіцієнта корисної дії теплогенератора, зумовлену протіканням процесів нестационарного теплообміну;
- оцінити інерційність процесів та визначити при необхідності межу спрацьовування автоматики управління газопальникового пристрою теплогенератора.

Для розробки математичної моделі процесу нестационарного теплообміну в топці теплогенератора розглянемо схему топки (рис.1).

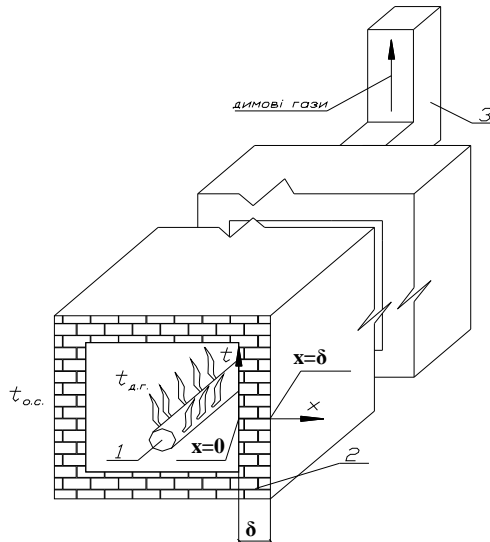


Рис. 1 – Схема топки:

1 – газопальник; 2 – стінка топки; 3 – димовід; $t_{д.г.}$ – температура димових газів на виході з топки; $t_{о.с.}$ – температура оточуючого середовища.

Введемо наступні спрощуючі передумови:

1. Пальник розташований по всій довжині топки.
2. Товщина стінок топки значно менше ніж її висота та ширина.

Перша спрощуюча передумова дає можливість знехтувати конвективним теплообміном у топці, а друга дозволяє розглядати задачу як одновимірну.

В початковий момент часу, тобто до розігрівання топки, її стінки знаходяться в стані термодинамічної рівноваги з оточуючим середовищем та огорожуючими конструкціями приміщення. Тобто в момент часу $\tau = 0$ температура стін топки t дорівнює температурі оточуючого середовища $t_{о.с.}$. При надходженні палива до паливника та його горінні відбувається порушення термодинамічної рівноваги. З цього моменту часу в топці розпочинається нестационарний процес теплообміну між димовими газами, стінками топки та оточуючим середовищем. Цей процес триватиме до тих пір, поки теплові втрати через стінки топки в

оточуюче середовище не будуть рівними теплонадходженням від газового факелу.

В процесі горіння природного газу до пальника надходить кількість палива B_p з теплотворною спроможністю Q_p^H . Кількість теплоти, яка виділяється при горінні газу за елементарний проміжок часу $\partial \tau$, визначається за залежністю

$$Q_T = B_p Q_p^H \partial \tau, \quad (1)$$

де Q_p^H – теплова спроможність палива, кДж/нм³; B_p – витрати газу пальником, нм³/год.

Якщо не враховувати теплообмін з навколишнім середовищем, то теплота $B_p Q_p^H$, що виділяється при горінні природного газу, передається до продуктів горіння і збільшує їх температуру до теоретичної температури горіння $t_{T.G.}$, яку можна визначити за допомогою рівняння

$$B_p Q_p^H = B_p I_{T.G.} = B_p V_{\partial.z.} c_{\partial.z.} t_{T.G.}, \quad (2)$$

де $I_{T.G.}$ – ентальпія димових газів при теоретичній температурі горіння палива, кДж/нм³; $V_{\partial.z.}$ – об'єм димових газів, які утворились в процесі горіння природного газу, визначається за стехіометричною реакцією горіння, нм³/нм³; $c_{\partial.z.}$ – об'ємна теплоємність продуктів горіння палива, кДж/(нм³ °C).

Протягом проміжку часу $\partial \tau$ за рахунок випромінювання від газового факелу, що утворюється в процесі горіння палива, до стінок топки передається певна кількість теплової енергії, що призводить до збільшення температури на поверхні останніх і зменшення, порівняно з теоретичною температурою горіння, температури факелу. Випромінювачами в газовому факелі виступають трьохатомні димові гази та водяні пари, які містяться у складі продуктів горіння природного газу.

Таким чином, процес променевого теплообміну між димовими газами та стінками топки призводить до зменшення температури продуктів горіння палива від теоретичної температури горіння палива $t_{T.G.}$ до температури на виході з топкової камери $t_{\partial.z.}$.

Тобто на основі викладеного вище можна записати рівняння теплового балансу димових газів у топці:

$$B_p V_{\partial.z.} c_{\partial.z.} t_{T.G.} \partial \tau - Q_{рез}^{пром} \partial \tau = B_p V_{\partial.z.} c_{\partial.z.} t_{\partial.z.} \partial \tau \quad (3)$$

або

$$B_p V_{\partial.z.} c_{\partial.z.} t_{T.G.} \partial \tau = Q_{вио} \partial \tau + Q_{рез}^{пром} \partial \tau. \quad (4)$$

У рівняннях (3), (4) $Q_{рез}^{пром}$ – кількість теплоти, що надходить за

час $\partial \tau$ на поверхню стін топки в результаті процесу променевого теплообміну, що відбувається в топці, Вт; $Q_{вид}$ – кількість теплоти, яка відводиться з димовими газами з топки за час $\partial \tau$, тобто:

$$Q_{вид} \partial \tau = B_p V_{\partial.з.} c_{\partial.з.} t_{\partial.з.} \partial \tau. \quad (5)$$

Рівняння (3) можна також записати у вигляді:

$$B_p V_{\partial.з.} c_{\partial.з.} (t_{T.Г.} - t_{\partial.з.}) \partial \tau = Q_{рез}^{пром} \partial \tau. \quad (6)$$

Інакше кажучи, рівняння (6) ще раз підтверджує, що охолодження димових газів від теоретичної температури горіння $t_{T.Г.}$ до температури продуктів горіння на виході з топки $t_{\partial.з.}$ відбувається за рахунок променевого теплообміну між димовими газами та стінками топки.

Рівняння (6) дає можливість розрахувати температуру димових газів на виході з топки, в тому випадку, коли відомий результуючий променевий тепловий потік $Q_{рез}^{пром}$.

Для визначення результуючого променевого теплового потоку, який надходить на внутрішню поверхню стінок топки розглянемо тепловий баланс променивих теплових потоків, схема яких наведена на рис.2.

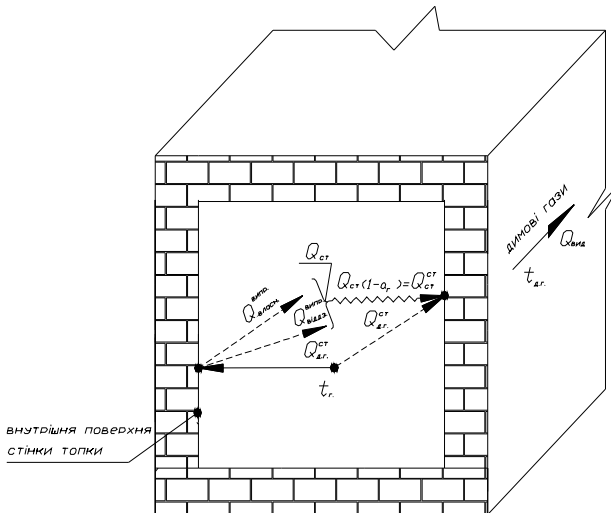


Рис. 2 – Схема теплових потоків для визначення результуючого променевого теплового потоку в топці

На внутрішню поверхню стінки топки надходить променевий тепловий потік $Q_{\partial.z.}^{cm}$ від трьохатомних димових газів, що утворились в процесі горіння палива, і збільшує її температуру до $t_{cm}^{нов}$.

Оскільки власне випромінювання будь-якого середовища залежить від природи тіла та його температури, то згідно із законами Стефана - Больцмана та Кірхгоффа для $Q_{\partial.z.}^{cm}$ можна записати [5]:

$$Q_{\partial.z.}^{cm} = ca_z F_{cm} T_z^4. \quad (7)$$

Тут $Q_{\partial.z.}^{cm}$ – променевий тепловий потік, що надходить від димових газів на внутрішню поверхню стінок топки, Вт; F_{cm} – площа поверхні стінок топки, яка опромінюється димовими газами, m^2 ; T_z^4 – середня температура димових газів, 0K

$$T_z = t_z + 273, \quad (8)$$

де t_z – усереднена за проміжок часу, протягом якого відбувається охолодження димових газів від температури $t_{T.Г.}$ до температури $t_{\partial.z.}$ за рахунок променевого теплообміну, температура димових газів, 0C , яка визначається за залежністю

$$t_z = \frac{t_{T.Г.} + t_{\partial.z.}}{2}, \quad (9)$$

де $t_{T.Г.}$ – теоретична температура горіння палива, 0C ;

c – випромінювальна здатність абсолютно чорного тіла, $c = 5,7 \cdot 10^{-8}$ Вт/($m^2 \text{град}^4$); a_z – ступінь чорноти димових газів, тобто поглинальна здатність димових газів, яка враховує властивість трьохатомних продуктів горіння палива, не тільки випромінювати, але й поглинати променеву теплову енергію, визначається за формулою [6]

$$a_z = 1 - e^{-kPS}. \quad (10)$$

Тут k – інтегральний коефіцієнт послаблення сумарного випромінювання CO_2 та H_2O , який визначається за рівнянням [6]

$$k = \left(\frac{0,78 + 1,6r_{H_2O}}{\sqrt{r_n S}} - 0,1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{(t_{\partial.z.} + 273)}{1000} \right) r_n, \quad (11)$$

де r_{H_2O} – вміст водяних парів у димових газах; r_n – вміст трьохатомних газів у продуктах горіння палива; $t_{\partial.z.}$ – температура димових газів на виході з топки, 0C ;

P – парціальний тиск трьохатомних димових газів, ата; S – ефективна довжина шляху променя, тобто така довжина шляху, при якій ступінь чорноти напівсферичного випромінювання дорівнює середньому ступеню чорноти випромінюючого об'єму, м. Визначається за формулою, наведеною в [7]

$$S = m \frac{4V_m}{F_{cm}}, \quad (12)$$

де m – коефіцієнт ефективності газового випромінювання, який дорівнює $0,85 \div 0,9$.

Крім димових газів у топці теплову енергію випромінює внутрішня поверхня стінок топки. Потік променевої теплової енергії, що надсилається будь-якою поверхнею в оточуючий простір складається з суми власного та віддзеркаленого випромінювань [8]. Виходячи з цього променевий тепловий потік з поверхні стін паливника печі в об'єм топки Q_{cm} дорівнюватиме:

$$Q_{cm} = \underbrace{ca_{cm}F_{cm}T_{cm}^4}_{\text{ВЛАСНЕ ВИПРОМІНЮВАННЯ СТІН ТОПКИ}} + \underbrace{\left(Q_{\text{д.з.}}^{cm} + Q_{cm}^{cm}\right)(1-a_{cm})}_{\text{ВІДДЗЕРКАЛЕНЕ ВИПРОМІНЮВАННЯ СТІН ТОПКИ}}, \quad (13)$$

де a_{cm} – ступінь чорноти поверхні стін топки; F_{cm} – площа променесприймаючої поверхні нагрівання топки, м^2 ; T_{cm} – абсолютна усереднена по поверхні температура стінок топки, $^\circ\text{K}$; Q_{cm}^{cm} – частина променевого теплового потоку, що випромінюється поверхнею стінки топки і надходить на поверхню оточуючих її стін, Вт.

Згідно з [8], якщо тіло, яке випромінює променевий тепловий потік є вогнутим, або є замкненою системою, то слід враховувати випромінювання „на себе”, тобто променевий тепловий потік, що випромінюється поверхнею однією з стін топки надходить на поверхню оточуючих її стін. Здатність трьохатомних димових газів послаблювати променевий тепловий потік призведе до того, що при його проходженні крізь прошарок продуктів горіння палива частина цього потоку поглинатиметься димовими газами. Тобто з поверхні стінки топки на поверхню оточуючих її стін надходитиме променевий тепловий потік Q_{cm}^{cm} , з урахуванням поглинальної здатності трьохатомних газів можна записати:

$$Q_{cm}^{cm} = Q_{cm} (1 - a_g). \quad (14)$$

Таким чином сумарний променевий тепловий потік $Q_{\text{сум}}$, що надходить на променесприймаючу поверхню нагрівання стін топкової ка-

мери дорівнюватиме:

$$Q_{\text{сум}} = Q_{\text{д.з.}}^{\text{ст}} + Q_{\text{ст}}^{\text{ст}}. \quad (15)$$

Як було зазначено раніше, частина цього теплового потоку поглинається променесприймаючою поверхнею та збільшує середню по поверхні температуру стінки топки, а інша частина віддзеркалюється від екранів та разом з їх власним випромінюванням надсилається в об'єм топки. Сума власного та віддзеркаленого променевих теплових потоків дорівнює $Q_{\text{ст}}$ і визначається за залежністю (13).

Таким чином, результуючий променевий тепловий потік, який надходить на поверхню стінок топки визначатиметься за залежністю

$$Q_{\text{рез}}^{\text{пром}} = Q_{\text{сум}} - Q_{\text{ст}} = Q_{\text{д.з.}}^{\text{ст}} + Q_{\text{ст}}^{\text{ст}} - Q_{\text{ст}}. \quad (16)$$

При розрахунках нестационарного процесу теплообміну в паливнику печі характерною особливістю буде те, що температура димових газів на виході з топки буде змінюватися в часі і визначатися як результат променевого теплообміну між димовими газами та стінками топки.

Якщо рівняння (6) і (16) доповнити рівнянням, що характеризує тепловий баланс внутрішньої поверхні стінки топки, рівнянням нестационарної теплопровідності стінки, а також рівнянням теплового балансу зовнішньої поверхні, то разом з початковими умовами одержимо математичну модель, яка характеризує нестационарний теплообмін в топці теплогенератора. В цілому математична модель має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} B_p V_{\text{д.з.}} c_{\text{д.з.}} (t_{\text{Т.Г.}} - t_{\text{д.з.}}) \partial \tau = Q_{\text{рез}}^{\text{пром}} \partial \tau \\ Q_{\text{рез}}^{\text{пром}} = (Q_{\text{д.з.}}^{\text{ст}} + Q_{\text{ст}}^{\text{ст}} - Q_{\text{ст}}) \\ -\lambda \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial x} \Big|_{x=0} F_{\text{ст}} = Q_{\text{рез}}^{\text{пром}} \\ \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t(x, \tau)}{\partial x^2} \\ -\lambda \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial x} \Big|_{x=\delta} F_{\text{ст}} = Q_{\text{H}} \\ t(x, 0) = t_{\text{о.с.}} = \text{const} \end{array} \right. \quad (17)$$

Слід зазначити, що рівняння, які характеризують тепловий баланс на внутрішній і зовнішній поверхні стінки топки, є граничними умовами при вирішенні рівняння нестационарної теплопровідності.

В математичній моделі (17): λ – коефіцієнт теплопровідності

стілки топки, Вт/м⁰С; $t(x, \tau)$ – температура стінки топки, є функцією від координати x та часу (рис.1); a – коефіцієнт теплопровідності, м²/год, визначається за залежністю

$$a = \frac{\lambda}{c\rho}, \quad (18)$$

де c – масова теплоємність стінки топки, кДж/(кг град); ρ – густина матеріалу, з якого виготовлено стінку топки, кг/м³; δ – товщина стінки топки (рис.1), м.

Запропоновану систему рівнянь (17) було застосовано для визначення зміни в часі температури продуктів горіння природного газу на виході з топки та визначення прогріву стін голландської опалювальної печі (рис.3).

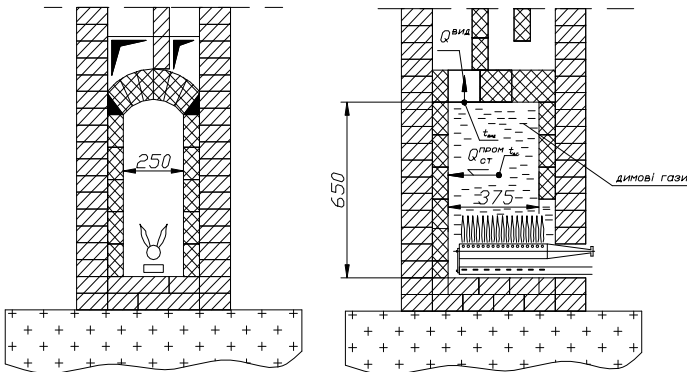


Рис.3 – Схема топкової камери голландської опалювальної печі

Система рівнянь (17) вирішувалась з використанням наступного алгоритму:

1. Час топки печі, тривалість якого прийнято 2,5 години, був поділений на елементарні проміжки часу Δt .
2. На кожному з елементарних проміжків часу Δt визначались: температура димових газів на виході з топки $t_{d,2}$, усереднена за проміжок часу температура димових газів в топці t_d , температура на внутрішній та зовнішній поверхні стінки топки.
3. Для розрахунку нестационарної теплопровідності стінку топки печі було поділено на елементарні прошарки товщиною Δx і розрахунок рівняння теплопровідності виконаний методом кінцевих різниць.

Були прийняті такі вихідні дані:

- витрата газу на піч $B_p = 1,44 \text{ м}^3/\text{год}$;
- коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,72$;
- тривалість топки печі 2,5 год;
- температура оточуючого середовища $t_{o.c.} = 20^\circ\text{C}$.

Розрахунки виконували для двох випадків:

- 1) розрахунковий проміжок часу $\Delta\tau = 0,15$ год при елементарному прошарку стінки печі $\Delta x = 0,03125 \text{ м}$;
- 2) розрахунковий проміжок часу $\Delta\tau = 0,03$ год при елементарному прошарку стінки печі $\Delta x = 0,015625 \text{ м}$.

На рис.4 наведені результати експериментальних досліджень [3] та співставлення цих результатів з теоретичними, які одержані за допомогою запропонованої математичної моделі.

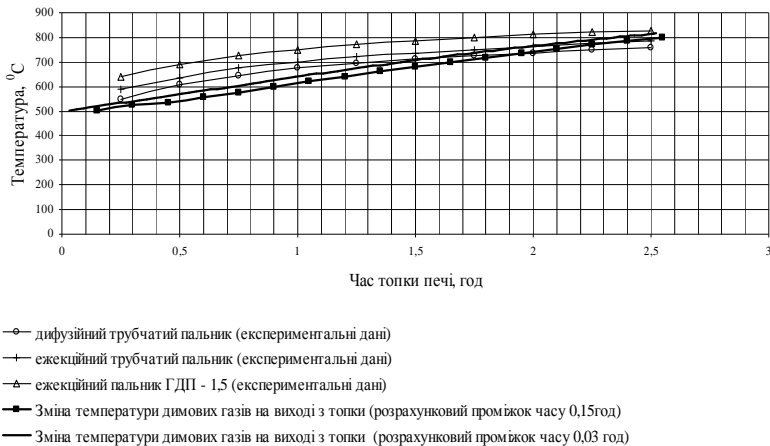


Рис. 4 – Температура димових газів на виході з паливника голландської опалювальної печі

На рис.5 наведено графік, одержаний на основі теоретичних розрахунків, який характеризує зміну температури на внутрішній і зовнішній поверхні стінки топки як в період прогріву топки, так і в період її охолодження.

Таким чином, розроблена математична модель процесу нестационарного теплообміну, який відбувається в топці теплогенератора, дозволяє визначити:

- температуру димових газів на виході з топки в будь-який момент часу;

- температуру внутрішньої і зовнішньої поверхні стінки топки теплогенератора, а також розрахувати зміну в часі коефіцієнта корисної дії топки теплогенератора й оцінити інерційність топки.

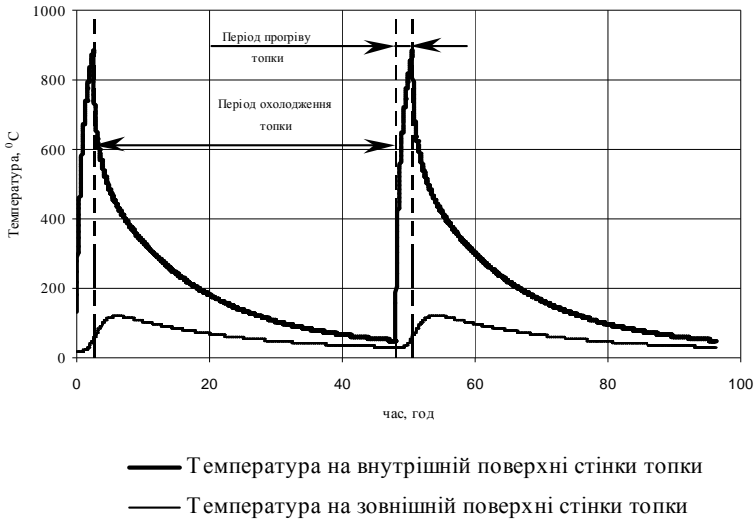


Рис.5 – Температура на внутрішній та зовнішній поверхні стінки топки

1. Чистович С.А. Автоматическое регулирование расхода тепла в системах теплоснабжения и отопления. – Л.: Стройиздат, 1975. – 160 с.
2. Миrowski А., Гжегож Л., Елень И. Материалы для проектирования котельных и современных систем отопления. – 1-е. изд. – М.: Виссманн, 2005. – 293 с.
3. Соснин Ю. П. Газовые отопительные и отопительно-варочные печи. – М.: Изд-во коммунального хозяйства РСФСР, 1960. – 267 с.
4. Левченко П.В. Расчет печей и сушил силикатной промышленности. – К.: Вища школа, 1968. – 367с.
5. Невский А.С. Лучистый теплообмен в печах и топках. – 2-е изд. испр. и доп. – М.: Металлургия, 1971. – 440 с.
6. Блох А.Г. Теплообмен излучением: Справочник. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.
7. Митор В.В. Теплообмен в топках паровых котлов. – Л.: Машгиз, 1963. – 180 с.
8. Блох А.Г. Теплообмен в топках паровых котлов. – Л.: Энергоатомиздат, 1984. – 240 с.

Отримано 29.08.2007